بررسی عددی انتقال حرارت و افت فشار در مبدل حرارتی صفحه‌ای با صفحات شورون*

هادی پاکدامن(۱) محمدرضا علیزاده(۲) ولی کلانتر(۳)

چکیده *در مقاله‌ی حاضر، جریان مغشوش درون کانال‌های یک مبدل حرارتی صفحه‌ای با صفحات موجدار شورون، برای بررسی پارامترهای حرارتی- هیدرولیکی، افت فشار و انتقال حرارت به‌کمک دینامیک سیالات محاسباتی مورد مطالعه قرار گرفته است. مدل‌های سه‌بعدی صفحات موجدار با زوایای شورون (β) ٤٥-٤٥ و ٦٠-٦٠ درجه که در عمل کاربرد وسیع‌تری دارند با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت شبیه‌سازی شد و نهایتاً تأثیر زاویه‌ی شورون و عدد رینولدز (٤٠٠٠ تا ٢٠٠٠٠) بر ضریب اصطکاک، عدد ناسلت و الگوی جریان مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی با داده‌های تجربی موجود مقایسه و ارائه گردیده است. نتایج به‌دست آمده از حل عددی، حاکی از تطابق خوب نتایج تجربی و داده‌های حاصل از شبیه‌سازی عددی می‌باشد.*

واژه‌های کلیدی شبیه‌سازی عددی، مبدل حرارتی صفحه‌ای، ضریب اصطکاک، صفحه‌ی شورون، انتقال حرارت.

Numerical Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger with Chevron Plates

H. Pakdaman M.R. Alizadeh V. Kalantar

Abstract *In the present study, turbulent flow in channels of a plate heat exchanger with corrugated Chevron plates has been simulated numerically using the commercial CFD package, FLUENT. 3D models of common corrugated Chevron plates with Chevron angles of 45-45 and 60-60 have been simulated to obtain and analyze temperature, pressure, and velocity fields of flow. The results show that geometrical parameters of the plates such as Chevron angle have indisputable effects on flow pattern and heat transfer of the heat exchanger. Finally, the effects of Chevron angle and Reynolds number ($4000 \leq Re \leq 20000$) on friction factor and Nusselt number of the flow were studied and compared with available experimental results. The numerical results show a good agreement with the experimental data.*

Key Words Numerical simulation, Plate heat exchanger, Friction factor, Chevron plate, Heat transfer

---

* تاریخ دریافت مقاله ۹۱/۱۰/۲۸ و تاریخ پذیرش آن ۹۲/٤/۲۲ می‌باشد.

(۱) کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد.

(۲) نویسنده‌ی مسؤول: کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه شیراز.

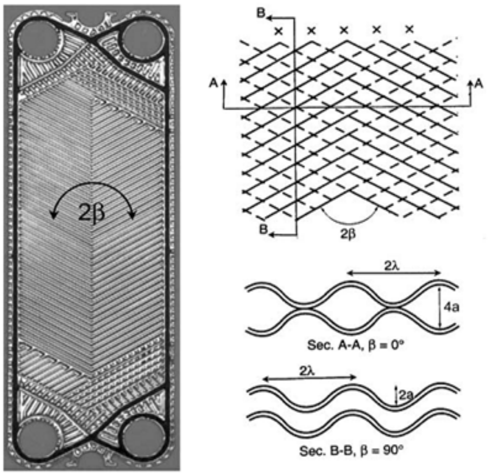
(۳) استادیار بخش مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد.

مقدمه

در دو دهـه‌ی اخیـر، اسـتفاده از مبـدل‌هـای صـفحه‌ای به‌عنوان تجهیزاتی استاندارد بـرای گـرم و سـرد کـردن سیالات در جریان‌های تک‌فازی و دوفازی، بسیار مورد توجه بوده است. مبدل‌هـای صـفحه‌ای متشـکل‌انـد از تعدادی صفحه‌ی نازک بـا سـطح مـوج‌دار کـه جریـان سیال گرم و سرد را از هـم جـدا مـی کننـد. صـفحات به‌نحوی چیده شده‌اند که دو سیال عامل (سرد و گـرم) به‌صورت یـک در میـان بـین صـفحات جریـان داشـته باشند. زاویه‌ی موج صفحات موجدار که نقش اساسـی در میزان انتقال حرارت و افت فشـار دارد بـه زاویـه‌ی شورون مشهور است. معمولاً زاویه‌ی شـورون بـین دو مقدار تقریبی ۲۵^o تا ٦٥^o می‌باشد. شـکل (۱) نمونـه‌ای از صفحه‌ی شورون را نشان می‌دهد. مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای به‌خاطر مزیت‌های خاص خود مانند بـازده و انعطاف‌پذیری بالا، تلفات حرارتی و هزینـه‌ی تعمیـر و نگهداری کم، تمیزکاری راحت و جمـع و جـور بـودن نسـبت بـه مبـدل‌هـای پوسـته‌ای و لولـه‌ای در صـنایع مختلف از جمله نفت و گـاز، لبنـی، غـذایی، دارویـی، خودرو، تهویه مطبوع و بسیاری از صنایع دیگر دامنه‌ی نفوذ گسترده‌تری داشته‌اند کـه ایـن امـر باعـث انجـام اقــدامات زیــادی در حــوزه‌ی تحقیــق و توســعه‌ی مبدل‌های صفحه‌ای در شرکت‌هـا و دانشـگاه‌هـا شـده است [۱].

مطالعات آزمایشگاهی نسـبتاً زیـاد و بررسـی‌هـای عددی نسبتاً کمی برای پیش‌بینـی رفتـار هیـدرولیکی- حرارتی در کانال‌های صفحات شورون انجام شـده کـه تعدادی از آن‌ها در ادامه آمده است.

در زمینه‌ی آزمایشگاهی، مولی و همکارانش [2] به بررسـی افـت فشـار و انتقـال حـرارت در یـک مبـدل صفحه‌ای با صفحات شورون برای سیال آب پرداختند. آن‌هـا زوایـای شـورون ۳۰، ٤٥ و ٦۰ درجـه را بـرای رینولدزهای ٦۰۰ تا ۱۰۰۰۰ مورد مطالعه قـرار دادنـد و روابطی را برای پـیش‌بینـی ضـریب اصـطکاک و عـدد ناسلت به‌دست آوردند. آن‌ها با استفاده از نتایج خود و دیگران رابطه‌ای جامع برای افت فشار و انتقال حرارت مبدل ارائه کردند که در این مقاله مـورد اسـتفاده واقـع شده است.



شکل ۱ نمای یک صفحه‌ی شورون [۱]

به‌علت این که بـا راه حـل‌هـای عـددی مـی‌تـوان جزئیات میادین دما و جریان را ارائه کـرد و هـم‌چنـین می‌توان درک به‌تری از فرآیند انتقال حرارت و اندازه‌ی حرکت به‌دست آورد؛ لذا در سال‌های اخیر شبیه‌سـازی عـددی حرکـت سـیال و انتقـال حـرارت در اینگونـه مبدل‌ها بیش‌تر مـورد نظـر واقـع گردیـده اسـت. از آن جمله تسای و همکارانش [3] دو کانـال یـک مبـدل را بـه‌وسـیله‌ی نـرم‌افـزار فلوئنـت (FLUENT 6.3.26) به‌صورت سه‌بعدی در سایز واقعی، مدل کردند و افـت فشار و توزیع جریان را بـرای $٦۰۰<Re<۱۷۰۰$ تحلیـل نمودنــد. ژانــگ و همکــارانش [4] در ســال ۲۰۰٦ کانال‌هایی با صفحات شورون بـا زوایـای ۳۰، ٤۰ و٦۰ درجه را به‌صورت سه‌بعدی برای بررسی توزیع جریان مدل کردند و نتایج حاصل را با داده‌های تجربی مقایسه نمودنــد. کانــاریس و همکــارانش [5] در تحقیقشــان توانــایی دینامیــک ســیالات محاســباتی را بــه‌جهــت

محاسبه‌ی ضریب اصطکاک و ناسلت در کانال‌هایی با دیواره‌های شیاردار برای مبدل صفحه‌ای تجاری حاوی سیال آب، بررسی کردند.

هان و همکارانش [6] پنج صفحه‌ی موج‌دار به ضخامت ۰/۳ mm و سطح انتقال حرارت ۰/۲ متر مکعب از یک مبدل با جنس فولاد زنگ‌نزن را با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت شبیه‌سازی کردند و دما، فشار و سرعت را با ۲/٦ میلیون گره محاسباتی تحلیل نمودند. هم‌چنین آن‌ها با مقایسه‌ی دمای خروجی مدل شبیه‌سازی شده و داده‌های آزمایشگاهی و هم‌چنین مقایسه‌ی افت فشار مدل شبیه‌سازی شده و داده‌های آزمایشگاهی اعلام کردند که اختلاف چندانی بین نتایج آزمایشگاهی و عددی دیده نمی‌شود. نوع و الگوی جریان سیال درون کانال‌های مبدل حرارتی صفحه‌ای، موضوع حائز اهمیتی است که پاکدامن و کلانتر [۷] طی تحقیقی به بحث در مورد آن پرداختند. آن‌ها با شبیه‌سازی عددی جریان مغشوش درون کانال‌های مبدل حرارتی صفحه‌ای، ضمن بررسی الگوی جریان مغشوش و تأثیر آن در انتقال حرارت و افت فشار، توانایی روش‌های عددی در پیش‌بینی حرکت پیچیده‌ی سیال در بین صفحات شورون را اثبات نمودند.

در مقاله‌ی حاضر، جریان مغشوش درون کانال‌های یک مبدل حرارتی صفحه‌ای با صفحات موج‌دار شورون (زوایای شورون (β) ٤٥–٤٥ و ٦٠–٦٠)، به‌منظور بررسی پارامترهای حرارتی–هیدرولیکی، افت فشار و انتقال حرارت به‌کمک نرم‌افزار فلوئنت مورد مطالعه قرار داده شده است. در این تحقیق علاوه بر موارد بالا، رابطه‌ی مولی و همکارانش که در بین دیگر روابط تجربی ارائه شده از جامعیت بیش‌تری برخوردار است، مورد بررسی واقع گردید. نتایج به‌دست آمده از حل عددی، حاکی از تطابق خوب نتایج و روابط تجربی و داده‌های حاصل از شبیه‌سازی عددی می‌باشد. هم‌چنین دیده شد که افزایش زاویه‌ی شورون باعث افزایش ضریب اصطکاک و در عین حال افزایش عدد ناسلت می‌گردد.

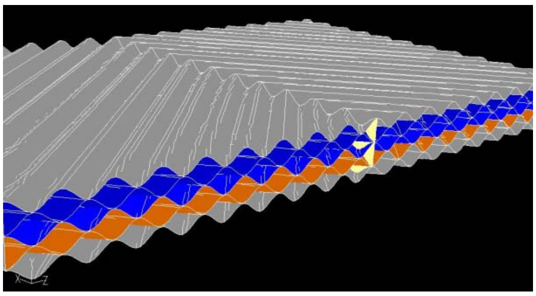
شبیه‌سازی عددی

برای شبیه‌سازی هندسه در تحقیق پیش رو، از مدل‌های سه‌بعدی کار آزمایشگاهی مولی و همکاران [2] استفاده شد. مشخصات هندسی صفحات استفاده شده در کار مولی و همکارانش در جدول (۱) آمده است.

ابتدا هندسه‌ی مورد نظر در نرم‌افزار گمبیت تولید گردید و سپس فضای حل با شبکه‌ی غیر سازمان‌یافته (tetrahedral) گسسته‌سازی شد. این هندسه شامل ٤ کانال به طول ۱۰۰ میلی‌متر است که در شکل (۲) آمده است.

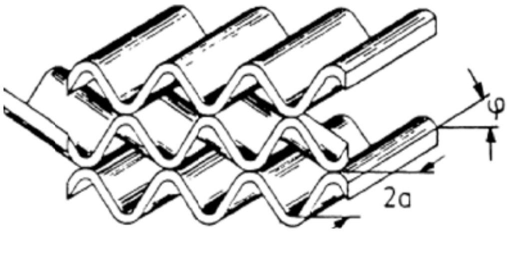
جدول ۱ مشخصات ابعاد کانال با صفحات شورون

زاویه‌ی شورون (درجه)	٤٥ و ٦٠
طول موج پروفیل سینوسی (میلی‌متر)	۹
ارتفاع(دامنه) موج پروفیل سینوسی (میلی‌متر)	۲/٥٤
طول صفحه‌ی شورون (میلی‌متر)	۳۹۲
عرض صفحه‌ی شورون (میلی‌متر)	۱٦۳
ضخامت صفحات (میلی‌متر)	۰/٦



شکل ۲ کانال‌های شبیه‌سازی شده

اگر به‌طور واضح‌تر صفحات را بررسی کنیم خواهیم دید که نحوه‌ی چیدمان صفحات بر یکدیگر شبیه شکل (۳) می‌باشد. مشخص است که شیارهای صفحه بالایی در جهت مخالف شیارهای صفحه‌ی پایینی قرار می‌گیرد.



شکل ۳ نحوه‌ی چیدمان صفحات شورون [۱]

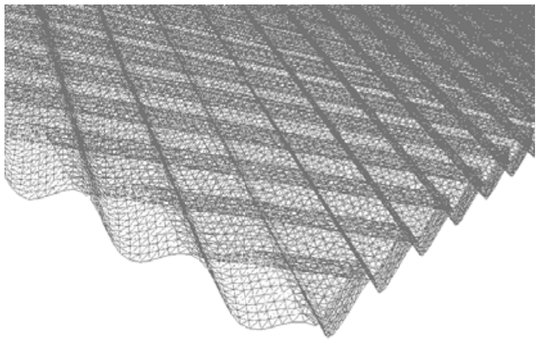
پس از ایجاد هندسه و شبکه‌بندی آن شرایط مرزی مسأله انتخاب و معین گردیدند. شرایط مرزی در این مسأله شامل شرط مرزی ورودی، شرط مرزی خروجی، تقارن و دیواره است که در شرط مرزی ورودی، سرعت ورودی و در شرط مرزی خروجی، فشار خروجی انتخاب شده است. صفحه‌ی اول و صفحه‌ی پنجم در مبدل شبیه‌سازی شده از نظر حرارتی عایق و صفحه‌ی دوم، سوم و چهارم از نظر حرارتی کوپل در نظر گرفته شده‌اند.

بعد از تعیین شرایط مرزی، با استفاده از نرم‌افزار تجاری فلوئنت ۲-۳-۶، مدل‌های حل جریان مغشوش و هم‌چنین حل معادلات ممنتوم و انرژی در حالت پایا فعال شد. بر پایه‌ی روش حجم محدود، شبیه‌سازی حرکت سیال و انتقال حرارت درون کانال‌های مبدل صورت گرفت. هم‌چنین به‌منظور گسسته‌سازی معادلات از روش بالادست مرتبه‌ی دوم استفاده گردید و جهت کوپل کردن سرعت و فشار، الگوریتم سیمپل در نظر گرفته شد. لازم به ذکر است با توجه به محدوده‌ی عدد رینولدز و شبکه‌بندی، عدد $y+$ در محدوده‌ی تابع دیواره‌ی غیر-تعادلی قرار می‌گیرد و بنابراین از این تابع دیواره استفاده شده است. y^+ یک فاصله بدون بعد می‌باشد و در واقع فاصله‌ی اولین گره از دیواره است.

سیال کاری مورد استفاده در این مسأله، آب با چگالی ۹۹۸/۲ کیلوگرم بر مترمکعب و ویسکوزیته ۰۰۱/ کیلوگرم بر متر-ثانیه و با گرمای ویژه ۴۱۸۲ ژول بر کیلوگرم-کلوین می‌باشد و خواص سیال سرد و گرم با توجه به دمای متوسط حجمی (Bulk Mean Temperature) آن تعیین گردیده است.

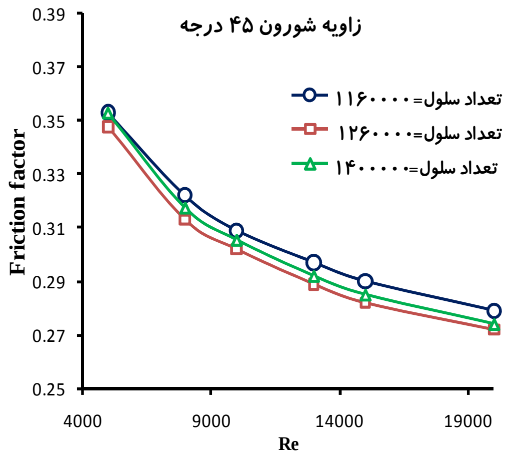
مطالعه‌ی شبکه در شبیه‌سازی عددی جریان صفحات شورون. با ایجاد یک شبکه‌بندی مناسب می‌توان حل یک سیستم معادلات را تا حد زیادی ساده نمود و بالعکس انتخاب نقاط نامناسب شبکه، می‌تواند باعث ناپایداری یا عدم همگرایی محاسبات گردد. بنابراین به‌جهت مطالعه‌ی تأثیر شبکه‌بندی بر حل همگرای نهایی، یک مسأله‌ی نمونه با چندین شبکه‌بندی مختلف حل می‌شود. در این تحقیق برای تولید مش از نرم‌افزار گمبیت استفاده شده است. به‌دلیل پیچیدگی کانال متشکل از صفحات شورون، از شبکه‌ی چهار وجهی غیرسازمان‌یافته استفاده شده که در شکل (۴) نشان داده شده است.

مطالعه‌ی شبکه‌بندی صفحات با زاویه‌ی شورون ۴۵ درجه. هنگامی که صفحه‌های شورون روی هم قرار داده می‌شوند به‌دلیل این‌که پروفیل صفحه‌ها کاملاً در مخالف جهت هم می‌باشند، زاویه‌های تندی در محل تماس صفحات ایجاد می‌شود که مانع از ایجاد شبکه‌بندی در اندازه‌های دلخواه می‌گردد. در این زاویه (۴۵ درجه) برای مطالعه‌ی شبکه از سه شبکه‌بندی متفاوت، شبکه‌ی متوسط با ۱,۱۶۰,۰۰۰ سلول محاسباتی، شبکه‌ی ریز با ۱,۲۶۰,۰۰۰ سلول محاسباتی و شبکه‌ی خیلی ریز با ۱,۴۰۰,۰۰۰ سلول محاسباتی استفاده شده است که در این حالت ضریب اصطکاک با استفاده از مدل Realizable k-ε، از عدد رینولدز ۴۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ مورد تحلیل قرار گرفت.



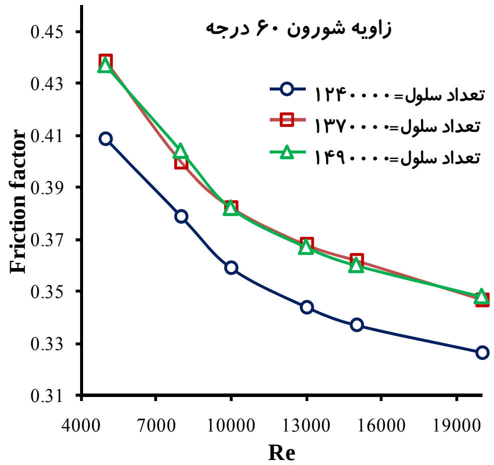
شکل ٤ شبکه‌بندی کانال با صفحات شورون

همان‌طور که در شکل (۵) دیـده مـی‌شـود نتـایج شبکه‌ی متوسط با شبکه ریز کـم‌تـر از ۳٪ اخـتلاف از خود نشان می‌دهد، در صورتی که نتایج شبکه‌ی خیلـی ریز نسبت به شبکه‌ی ریز کمتر از ۱٪ اختلاف دارد کـه بیـان‌کننـده‌ی اسـتقلال نتـایج حـل عـددی نسـبت بـه شبکه‌بندی می‌باشد. در ادامه به‌منظور کم کردن هزینه و زمان محاسبات از شبکه‌بندی ریز استفاده شده است.



شکل ۵ مطالعه‌ی شبکه برای صفحات شورون با زاویه‌ی ٤٥ درجه

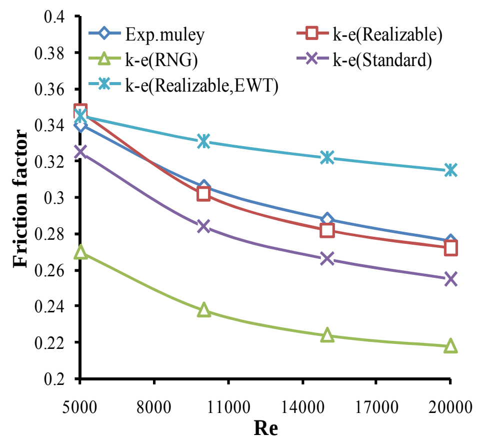
مطالعه‌ی شبکه‌بندی صفحات با زاویه‌ی شـورون ٦٠ درجه. در ایـن زاویـه بـرای مطالعـه‌ی شـبکه از سـه شبکه‌بندی متفـاوت، شـبکه‌ی متوسـط بـا ۱,۲٤۰,۰۰۰ سلول محاسباتی، شـبکه‌ی ریـز بـا ۱,۳۷۰,۰۰۰ سـلول محاسباتی و شبکه‌ی خیلی ریـز بـا ۱,٤۹۰,۰۰۰ سـلول محاسـباتی اسـتفاده شـده و بـا اسـتفاده از مـدل k-ε Realizable از عدد رینولدز ٤۰۰۰ تـا ۲۰۰۰۰، ضـریب اصطکاک مورد تحلیل قرار گرفته است. همان‌طـور کـه در شکل ٦ قابل مشاهده است، نتایج شـبکه‌ی متوسـط با شبکه ریـز کـم‌تـر از ٦/٥٪ اخـتلاف از خـود نشـان می‌دهد، در صورتی که نتایج شبکه‌ی خیلی ریز نسبت به شبکه‌ی ریز به‌خوبی بر هم منطبق هسـتند. اخـتلاف داده‌ها بین حالت استفاده از شبکه‌ی ریز و خیلـی ریـز در حدود ۱٪ است که بیان کننده‌ی استقلال نتایج حـل عددی نسبت به شبکه‌بندی می‌باشد. بنابراین در ادامه‌ی حل، از شبکه‌ی ریز بـا ۱,۳۷۰,۰۰۰ سـلول محاسـباتی برای زاویه‌ی ٦٠ درجه استفاده شده است.



شکل ٦ مطالعه‌ی شبکه برای صفحات شورون با زاویه‌ی ٦٠ درجه

مطالعه‌ی مدل حل. وجود صفحات موج‌دار که باعـث ایجاد هندسه‌ای با پیچیدگی خاص مـی‌گـردد، موجـب ایجاد گردابه‌ها و گسسـتن و اتصـال مجـدد لایـه‌هـای مرزی می‌شود که این امر، جریان را به‌شدت مغشـوش می‌سازد. اما نمی‌توان به‌صـورت مطمـئن یـک مـدل را برای مدل‌سازی جریـان مغشـوش، مناسـب دانسـت و انتخاب مـدل مغشـوش بـه ملاحظـاتی ماننـد فیزیـک جریان، میزان دقت مورد نیاز، قدرت منابع محاسباتی و تجربیات حاصل از شبیه‌سازی وابسته است. هم‌چنـین، به‌خاطر پیچیدگی خاص هندسه‌ی ایـن مـدل، ماهیـت جریان بـین صـفحات شـورون کـاملاً روشـن نیسـت. بنابراین چهار مدل توربولانسی دو معادلـه‌ای مختلـف، مورد بررسی قرار گرفت و مـدلی کـه بـه‌تـر بـا نتـایج تجربی مولی و همکارانش [2] مطابقت داشت، انتخاب گردید. مطابق با راهنمای نـرم‌افـزار فلوئنـت، بـه‌تـرین پیشـنهاد از بـین مـدل‌هـای اغتشـاش k-ε بـرای حـل مسأله‌ی پـیش رو، مـدل k-ε Realizable اسـت؛ زیـرا به‌ترین نتایج را بـرای جریـان‌هـای پیچیـده و گردابـی می‌دهد؛ با این حال برای اطمینان از این مطلـب اقـدام

به اعتبارسنجی این معادلات برای مسألهی حاضر کردیم. در شکل (۷) نتایج حاصل از روشهای مختلف عددی برای جریان مغشوش، با دادههای تجربی مقایسه شده است. با توجه به شکل مشاهده میشود که مدل k-ε (RNG) بههمراه تابع دیوارهی بهبودیافته (Enhanced Wall Function)، مدل مناسبی برای تحلیل جریان بین صفحههای شورون نمیباشد. همچنین با دقت در مدل k-ε استاندارد نیز دیده میشود که استفاده از این مدل، منجر به ایجاد خطایی چند برابر خطای مدل Realizable k-ε میگردد و همچنین این مدل از آنجا مدل مناسبی برای حل جریان نمیباشد که گردابههای بزرگ را در نظر نمیگیرد. از طرفی با افزایش رینولدز، اندازهی گردابههای جریان مغشوش بین صفحات رشد میکند و از آنجا که این مدل قادر به در نظر گرفتن گردابههای بزرگ نیست؛ لذا در این تحقیق از مدل k-ε Realizable استفاده شده است که برای جریانهای دارای چرخش، جدایش و گرادیان فشار معکوس شدید، نسبت به مدل k-ε استاندارد، منجر به جوابهای بهتری میگردد. برتری مدل k-ε Realizable نسبت به مدلهای دیگر را میتوان بهوضوح در شکل (۷) دید. در این نمودار نتایج مربوط به کار آزمایشگاهی مولی و نتایج حاصل از شبیهسازی عددی بهطور قابل قبولی بر هم منطبق هستند.



شکل ۷ مطالعهی مدل حل برای صفحات با زاویهی شورون ۴۵ درجه

تحلیل نتایج

در این تحقیق، انتقال حرارت و افت فشار به همراه تحلیل الگوی جریان در یک مبدل حرارتی صفحهای مورد مطالعهی عددی واقع شده است. نتایج این تحقیق بهصورت نمودارهای عدد ناسلت، ضریب اصطکاک، توزیع فشار در کانال و شکل خطوط جریان در ادامه آمده است.

ضریب اصطکاک. در اینجا اثر زاویهی شورون بر افت فشار را بررسی میکنیم. کل افت فشار در مبدل صفحهای، شامل افت فشار اصطکاکی کانال (ΔP)، افت فشار در دهانههای ورودی و خروجی و افت فشار در لوله میباشد که ضریب اصطکاک برای افت فشار اصطکاکی در کانال از معادلهی (۱) محاسبه میگردد [۱]:

$$f = \frac{\Delta P d_e}{2\rho u^2 L} \qquad (۱)$$

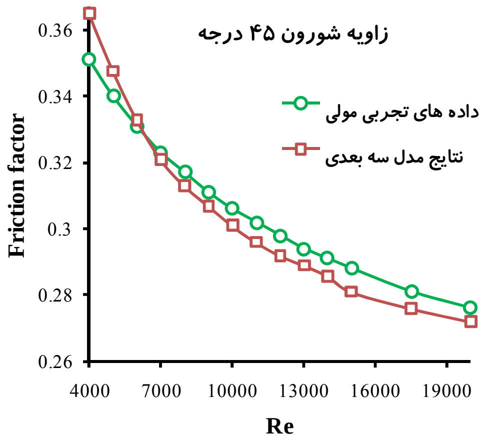
در معادلهی فوق، اختلاف فشار از شبیهسازی عددی بهدست میآید. de قطر مؤثر است که با توجه به تحقیق مولی و همکارانش [2] دو برابر ارتفاع موج پروفیل سینوسی است و L طول صفحهی شورون میباشد. همچنین عدد رینولدز از معادلهی (۲) بهدست میآید:

$$Re = \frac{\rho u d_e}{\mu} \qquad (۲)$$

از آنجا که رابطهی بین ضریب اصطکاک و عدد رینولدز را بررسی میکنیم؛ لذا با انتخاب سرعتهای متفاوت میتوان ضریب اصطکاک را در عددهای رینولدز متفاوت بهدست آورد.

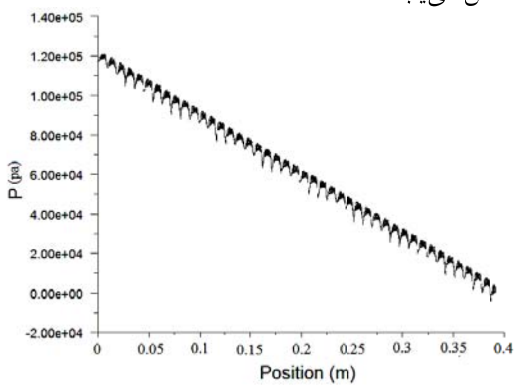
در شکل (۸) مقایسهی نتایج حاصل از شبیهسازی عددی صفحات با زاویهی شورون ۴۵ درجه با دادههای تجربی مولی و همکارانش [2] بین

رینولدزهای ٤٠٠٠ و ٢٠٠٠٠ آمده است. بیش‌ترین میزان خطای موجود بین نتایج تجربی و عددی ٤٪ می‌باشد که این امر بیانگر قابل قبول بودن نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی است. در این حالت نیز با افزایش عدد رینولدز، ضریب اصطکاک کاهش یافته است.



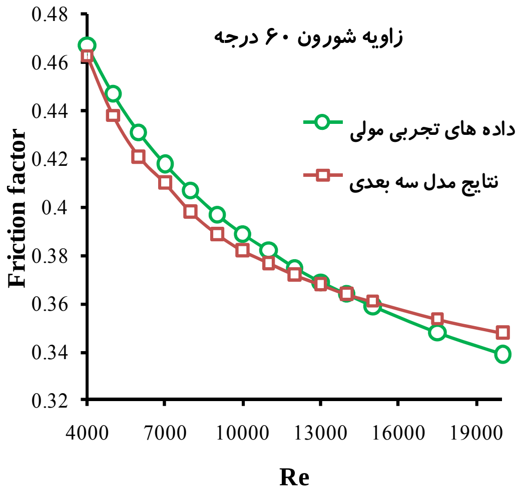
شکل ۸ مقایسه نتایج ضریب اصطکاک مدل و داده‌های تجربی در زاویه‌ی شورون ٤٥ درجه

توزیع فشار روی صفحات شورون با زاویه‌ی ٤٥ درجه در شکل (۹) نشان داده شده است. با توجه به شکل در می‌یابیم که فشار سیال به‌تدریج در طول مسیر کاهش می‌یابد.



شکل ۹ توزیع فشار در امتداد صفحه‌ی شورون با زاویه ٤٥ درجه

در شکل (۱۰) مقایسه‌ی نتایج حاصل از مدل شبیه‌سازی شده با زاویه‌ی شورون ٦٠ درجه و داده‌های تجربی مولی و همکارانش [2] آمده است (رینولدز بین ٤٠٠٠ تا ٢٠٠٠٠). با توجه به نمودارها، این مسأله روشن می‌گردد که شبیه‌سازی عددی و نتایج تجربی هم‌خوانی قابل قبولی داشته و در بدترین حالت تنها ٣٪ خطا بین نتایج مشاهده می‌گردد. این مطلب بیانگر قابل استناد بودن نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی است. هم‌چنین شکل (۱۰) نشان دهنده کاهش ضریب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز می‌باشد. به‌عبارتی، در یک سیال به‌خصوص، با افزایش سرعت ورودی جریان به مبدل، ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد.

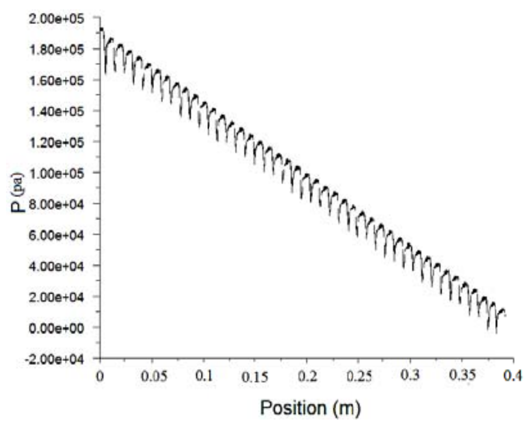


شکل ۱۰ مقایسه نتایج ضریب اصطکاک مدل و داده‌های تجربی

توزیع فشار روی صفحات شورون با زاویه‌ی ٦٠ درجه در شکل (۱۱) نشان داده شده است. به‌وضوح دیده می‌شود که فشار سیال به‌تدریج در طول مسیر کاهش می‌یابد. این پدیده با استناد به معادله‌ی (۱) نیز قابل توجیه و بیان است، چرا که طول L و افت فشار ΔP با یکدیگر نسبت مستقیم دارند.

مقایسه‌ی ضرایب اصطکاک حاصل از شبیه‌سازی صفحات شورون با زوایای ٤٥ و ٦٠ درجه (شکل‌های ۸ و ۱۰) نشان‌دهنده‌ی آن است که با افزایش زاویه‌ی شورون در یک رینولدز ثابت، ضریب اصطکاک افزایش می‌یابد. این اختلاف منعکس کننده‌ی افزایش

شدت جریان‌های گردابی تولید شده توسط صفحات با زاویه‌ی شورون بزرگ‌تر است. چرا که شدت اختلاط جریان با افزایش افت فشار ناشی از افزایش ضریب اصطکاک، متناسب است. اگرچه اختلاط بیش‌تر سیال موجب افزایش انتقال حرارت نیز می‌گردد؛ اما ضروری است که افت فشار ایجاد شده در این حالت نیز مورد ملاحظه و دقت قرار گیرد.



شکل ۱۱ توزیع فشار روی صفحه‌ی شورون با زاویه‌ی ٦۰ درجه

انتقال حرارت. برای محاسبه‌ی عدد ناسلت ابتدا باید خواص سیال کاری در دمای متوسط گرم و دمای متوسط سرد محاسبه شود که این پارامتر در معادله‌ی (۳) آورده شده است [8]:

$$T_{avg} = \left(\frac{T_i + T_0}{2}\right) \qquad (۳)$$

با توجه به معادله‌ی (٤)، برای محاسبه عدد ناسلت (نسبت جابه‌جایی سیال به هدایت سیال) نیاز به محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی می‌باشد:

$$Nu = \frac{hd_e}{k} \qquad (٤)$$

d_e همان قطر معادل است که مساوی با دو برابر ارتفاع موج پروفیل سینوسی صفحات می‌باشد. با توجه به کار خان و همکارانش [8]، برای محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی (با توجه به تغییر خواص سیال کاری با تغییر دما)، سرعت ورودی به گونه‌ای انتخاب می‌شود که عدد رینولدز در کانال‌ها یکسان باشد. ضریب کلی انتقال حرارت برای یک سطح تمیز از معادله‌ی (٥) محاسبه می‌گردد:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_C} + \frac{1}{h_h} + \frac{t}{k} \qquad (٥)$$

در معادله‌ی فوق، t ضخامت صفحه‌ی شورون، k ضریب انتقال حرارت هدایتی و U ضریب انتقال حرارت کلی است. هم‌چنین اندیس‌های h و c نشان‌دهنده‌ی دمای گرم و سرد هستند. باید خاطر نشان کرد که مقاومت حرارتی صفحه به جنس و ضخامت آن بستگی دارد و ضرایب انتقال حرارت جابه‌جایی سیال‌های گرم و سرد به مشخصه‌های کانال (الگوی صفحه)، شرایط جریان، خواص سیال و ... وابسته است. بنابراین با توجه به کار خان و همکاران، اگر دمای دو سیال اختلاف زیادی نداشته باشد، به ازای خطایی که قابل چشم‌پوشی است می‌توان ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در دو کانال را با هم برابر دانست. با این فرض ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی از معادله‌ی (٦) قابل محاسبه است.

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{2}\left[\frac{1}{U} - \frac{t}{k}\right] \qquad (٦)$$

U ضریب انتقال حرارت کلی است که از معادله‌ی (۷) قابل محاسبه است.

$$U = \frac{Q_{avg}}{A\Delta T_{LMTD}} \qquad (۷)$$

در رابطه‌ی (۷)، Q شار حرارتی است و از

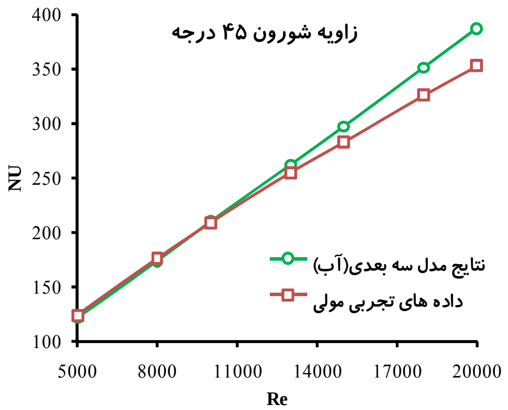
شبیه‌سازی عددی به‌دست می‌آید. A سطح انتقال حرارت مؤثر و ΔT_{LMTD} متوسط لگاریتمی اختلاف دما است که تابعی از دماهای جریان سیال گرم و سرد است و از رابطه‌ی زیر قابل محاسبه می‌باشد:

$$\Delta T_{LMTD}=\left\{\frac{(T_{h,i}-T_{c,o})-(T_{h,o}-T_{c,i})}{\ln\left[\frac{(T_{h,i}-T_{c,o})}{(T_{h,o}-T_{c,i})}\right]}\right\} \qquad (۸)$$

در رابطه‌ی فوق، اندیس‌های i و o نماینده‌ی سیال ورودی و خروجی می‌باشند. با استفاده از روابط فوق، شکل (۱۳) تغییرات عدد ناسلت به‌دست آمده از حل عددی مبدل با صفحات شورون با زاویه‌ی ٤٥ درجه را به‌همراه تغییرات عدد ناسلت حاصل از نتایج تجربی کار مولی و همکارانش [2] به ازای اعداد رینولدز مختلف، نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود میزان انحراف نتایج حل عددی از نتایج تجربی، با افزایش عدد رینولدز بیش‌تر می‌شود؛ به‌طوری که بیش‌ترین خطا به میزان ۱۰٪ در عدد رینولدز ۲۰۰۰۰ ایجاد می‌گردد. با آن‌که میزان خطا با افزایش رینولدز در حال افزایش است و به ۱۰٪ می‌رسد، اما نتایج حاصل از حل عددی هنوز هم نتایج قابل قبولی است، زیرا مطابق با تحقیق [2]، داده‌های تجربی با رابطه‌ی ارائه شده در همان تحقیق،حداکثر ۱۰ درصد اختلاف دارد. بنابراین می‌توان از شبیه‌سازی عددی برای مقایسه‌ی انتقال حرارت و عدد ناسلت برای مبدل با صفحه‌های شورون با زاویه‌ی ٤٥ درجه استفاده نمود.

به‌علاوه آن‌گونه که از شکل (۱۲) بر می‌آید با افزایش عدد رینولدز، عدد ناسلت افزایش می‌یابد که بیانگر رابطه‌ی مستقیم عدد رینولدز با عدد ناسلت در این مبدل‌ها است.

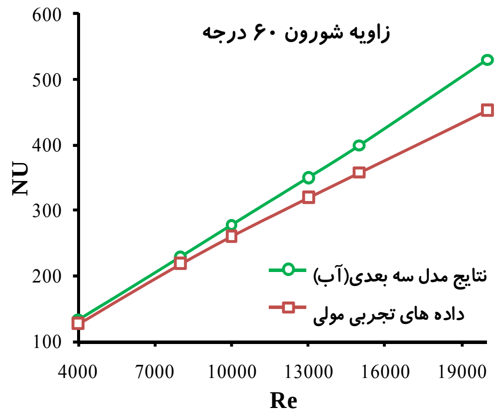
در شکل (۱۳) عدد ناسلت به‌دست آمده از حل عددی و نتایج تجربی به‌دست آمده از کار مولی برای صفحات با زاویه‌ی ٦٠ درجه نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش عدد رینولدز، میزان انحراف از نتایج تجربی بیشتر می‌شود به‌طوری که کم‌ترین مقدار خطا برابر با ٤٪ برای رینولدز ٤٠٠٠ و بیش‌ترین میزان خطا معادل با ١٧٪ در عدد رینولدز ۲۰۰۰۰ ایجاد می‌شود. هم‌چنین میزان خطا در رینولدز ۱۵۰۰۰ برابر با ١١٪ می‌باشد. بنابراین نتایج حل عددی تا عدد رینولدز ۱۵۰۰۰، نتایج قابل قبولی را در مقایسه با نتایج تجربی دارا می‌باشد.



شکل ۱۲ مقایسه‌ی ناسلت حاصل از حل عددی با نتایج تجربی برای زاویه‌ی شورون ٤٥ درجه

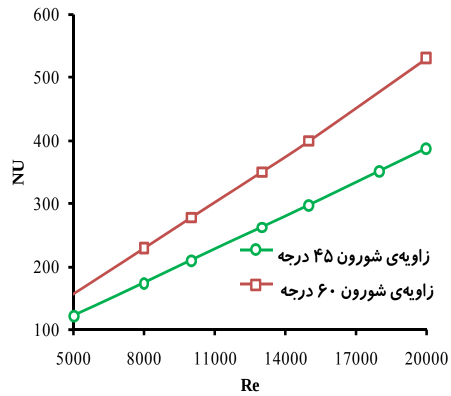
از آن‌جا که الگوی جریان بین صفحات مبدل بر انتقال حرارت تأثیر مستقیم می‌گذارد؛ بنابراین هرچه مدل اغتشاشی بتواند به‌تر جریان را شبیه‌سازی کند، نتایج مربوط به شبیه‌سازی انتقال حرارت نیز خطای کم‌تری خواهد داشت. نتایج به‌دست آمده در حل عددی انتقال حرارت در زاویه‌ی شورون ٤٥ درجه نسبت به زاویه‌ی ٦٠ درجه به نتایج تجربی نزدیک‌تر می‌باشد. با آن‌که میزان خطا، برای زاویه‌ی ٦٠ درجه، با افزایش عدد رینولدز در حال افزایش است و به ١٧٪ می‌رسد، اما از آن‌جا که نتایج حاصل از حل عددی روندی مشابه با نتایج تجربی را طی می‌کند؛ نتایج عددی قابل قبول است و می‌توان از حل عددی برای

شبیه‌سازی انتقال حرارت و به‌دست آوردن عدد ناسلت در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای با صفحه‌های شورون با زاویه‌ی ٦٠ درجه استفاده نمود.



شکل ١٣ مقایسه‌ی ناسلت حاصل از حل عددی با نتایج تجربی برای زاویه‌ی شورون ٦٠ درجه

نتایج مربوط به ناسلت جریان سیال درون مبدل صفحه‌ای برای زوایای شورون ٦٠ و ٤٥ درجه به‌طور همزمان در شکل (١٤) آورده شده است. داده‌های این نمودار نشان می‌دهد که به‌طور کلی انتقال حرارت در مبدل با زاویه‌ی شورون ٦٠ درجه بیش‌تر از مبدل با زاویه‌ی شورون ٤٥ درجه است. هم‌چنین شیب افزایش ناسلت در اثر افزایش رینولدز برای زاویه‌ی شورون ٦٠ درجه بیش‌تر از زاویه‌ی ٤٥ درجه می‌باشد.

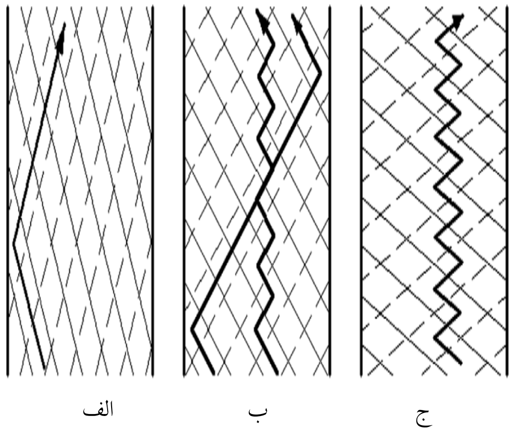


شکل ١٤ مقایسه‌ی ناسلت به‌دست آمده از حل عددی برای زوایای شورون ٦٠ و ٤٥ درجه

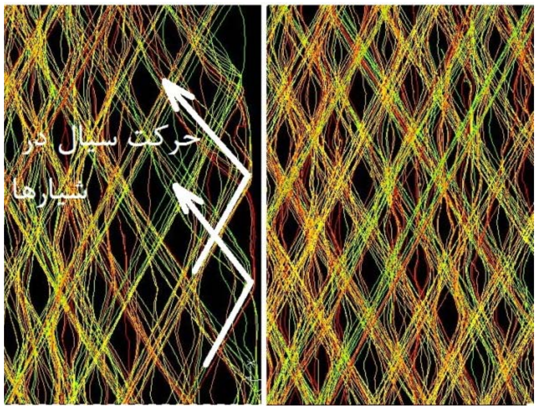
الگوی جریان. الگوی جریان در واقع معرف نوع حرکت سیال بین صفحات می‌باشد که به مشخصات صفحات و به‌خصوص زاویه‌ی شورون بستگی دارد. یکی از ویژگی‌های مهم الگوی جریان، رابطه‌ی مستقیم آن با انتقال حرارت و افت فشار است که منجر به توانایی تشخیص به‌تر مدل‌های کاربردی برای پیش‌بینی افت فشار و انتقال حرارت ماکروسکوپی می‌گردد. این بدان معنی است که روابط ریاضی مناسب برای تخمین افت فشار و انتقال حرارت در مبدل‌ها، با شناسایی الگوهای جریان مربوط، به‌تر انتخاب می‌شود. با این حال، تجربه نشان داده است که روابط افت فشار و ضریب انتقال حرارت را می‌توان بدون توجه به الگوی جریان نیز به‌دست آورد.

سال‌هاست که الگوهای جریان در کانال‌های لوله‌ی افقی و عمودی مطالعه می‌شوند و اطلاعاتی جامع در مورد آن‌ها ارائه گردیده است؛ اما بررسی منابع مختلف حاکی از آن است که مطالعه روی الگوی جریان در کانال‌های موجدار مبدل‌های صفحه‌ای به‌ندرت صورت گرفته است. لذا تحقیق در این زمینه ضروری به‌نظر می‌رسد.

شکل (١٥) الگوی جریان در صفحه‌های شورون با زاویه‌های مختلف را نمایش می‌دهد. همان‌طور که در شکل (١٥- الف) آورده شده است، هنگامی‌که زاویه‌ی شورون کم‌تر از ٤٠ درجه باشد، سیال در طول شیارهای یکی از دو صفحه جریان می‌یابد تا این‌که به کناره‌ی یکی از صفحات می‌رسد و در آن‌جا بازتاب داده می‌شود. این نوع از الگوی جریان به جریان عرضی دوجانبه (Double cross-flow) مشهور است. در شکل (١٦) به‌ترتیب از چپ به راست، خطوط جریان برای رینولدزهای ٥٠٠٠ و ١٥٠٠٠ برای سیال آب در کانال شبیه‌سازی شده با زاویه‌ی شورون ٣٠ درجه نشان داده شده است. نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی در شکل (١٦) نشان‌دهنده‌ی الگوی جریان عرضی دوجانبه برای زاویه‌ی شورون ٣٠ درجه می‌باشد.

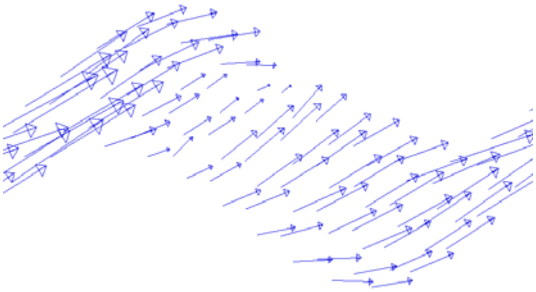


شکل ۱۵ الگوی جریان در صفحه‌های شورون با زاویه‌های مختلف [۱]: الف) زاویه‌ی کم‌تر از ۴۰ درجه، ب) زاویه‌ی بین ۴۰ تا ۵۰ درجه، ج) زاویه‌ی بیش‌تر از ۵۰ درجه



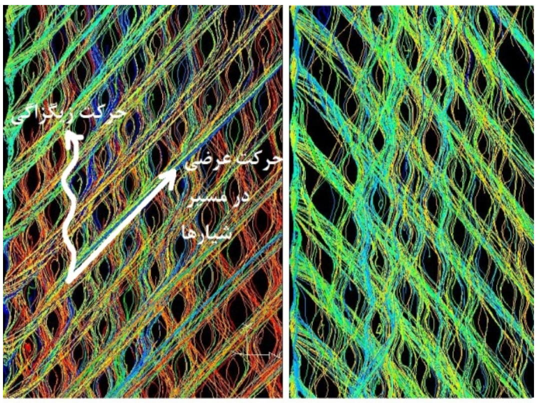
شکل ۱٦ خطوط جریان در بین صفحات با زاویه‌ی شورون ۳۰ درجه برای رینولدزهای ۵۰۰۰ و ۱۵۰۰۰ از چپ به راست

شکل (۱۷) بردارهای سرعت جریان سیال درون شیارهای مبدل صفحه‌ای با زاویه‌ی ۳۰ درجه را در یک مقطع خاص از شیارها نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل آمده است، جهت حرکت بردارها در نقاط مختلف مقطع، ثابت است. این مسأله در واقع حرکت عرضی دوجانبه درون شیارهای شورون را نشان می‌دهد که در زاویه‌ی ۳۰ درجه، جهت حرکت سیال در طول شیارها ثابت می‌ماند. به‌علاوه در این حالت، جریان برگشتی درون کانال دیده نمی‌شود که این پدیده از منظر انتقال حرارت، مطلوب نیست؛ اگرچه از نظر افت فشار درون کانال، عدم وجود گردابه‌ها سودمند می‌باشد.



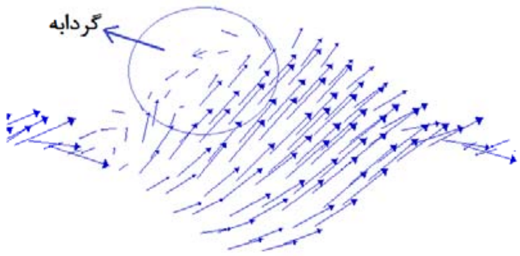
شکل ۱۷ بردارهای سرعت در مقطع یک شیار مبدل صفحه‌ای با زاویه‌ی شورون ۳۰ درجه

شکل (۱۸) به‌ترتیب از چپ به راست، خطوط جریان را برای رینولدزهای۵۰۰ و ۱۵۰۰۰ برای سیال آب در کانال شبیه‌سازی شده با زاویه‌ی شورون ٤٥ درجه، نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل (۱۵- ب) آورده شده، هنگامی‌که زاویه‌ی شورون بین ٤٠ تا ٥٠ درجه باشد، الگوی جریان به‌صورت ترکیبی از جریان عرضی دوجانبه و زیگزاگی (Zigzag flow) ظاهر می‌شود که به جریان ترکیبی مشهور است. از آن‌جا که زاویه‌ی ٤٥ درجه در این بازه قرار دارد، خطوط جریان نمایش داده شده در شکل (۱۸)، نشان‌دهنده‌ی الگوی جریان از نوع ترکیبی (Mixed flow) است.



شکل ۱۸ خطوط جریان در بین صفحات با زاویه‌ی شورون ٤٥ درجه برای رینولدزهای ۵۰۰۰ و ۱۵۰۰۰ از چپ به راست

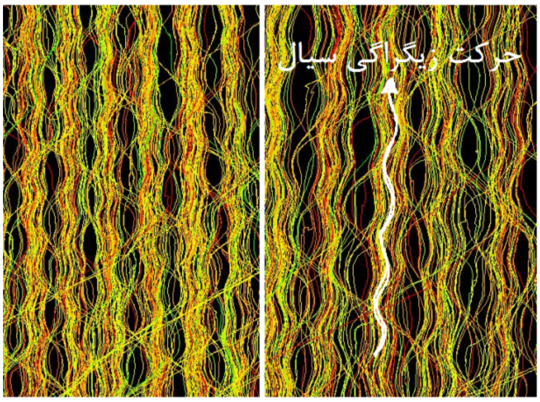
شکل (۱۹) نشان‌دهنده‌ی بردارهای سرعت در مقطع یک شیار مبدل صفحه‌ای با زاویه‌ی شورون ٤٥ درجه است. در این شکل، به‌وضوح در بردارهای سیال، تغییر جهت دیده می‌شود که نشان‌دهنده‌ی الگوی ترکیبی حرکت سیال درون شیارهای مبدل می‌باشد. این شکل هم‌چنین جریان برگشتی درون شیار را مشخص می‌کند. با افزایش زاویه از ۳۰ درجه به ٤٥ درجه، اغتشاش جریان زیاد می‌شود و چرخش در سیال باعث افزایش انتقال حرارت و افزایش افت فشار می‌گردد.



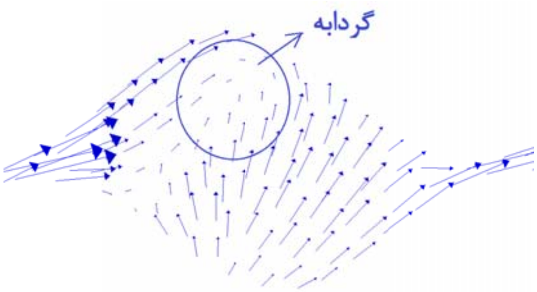
شکل ۱۹ بردارهای سرعت در مقطع یک شیار مبدل صفحه‌ای با زاویه‌ی شورون ٤٥ درجه

شکل (۲۰) به‌ترتیب از چپ به راست، خطوط جریان را برای رینولدزهای ۵۰۰۰ و ۱۵۰۰۰ برای سیال آب در کانال شبیه‌سازی شده با زاویه‌ی شورون ٦٠ درجه نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل (۱۵- ج) آمده است، برای حالتی که زاویه‌ی شورون بیش‌تر از ۵۰ درجه باشد، جریان شبیه به موج‌های موازی می‌گردد که این الگوی جریان به جریان زیگزاکی معروف است. نتایج حاصل از شبیه‌سازی حرکت سیال درون مبدل که در شکل (۲۰) آورده شده است، به‌وضوح جریان زیگزاکی را نشان می‌دهد.

شکل (۲۱) نشان‌دهنده‌ی بردارهای سرعت در مقطع یک شیار مبدل صفحه‌ای با زاویه‌ی شورون ٦٠ درجه است. در این شکل، تغییر جهت در بردارهای سیال نسبت به زاویه‌های ٤٥ و ۳۰ درجه، بسیار بیش‌تر شده است. دیده می‌شود که گردابه‌ی ایجاد شده در زاویه‌ی ٤٥ درجه به ناحیه‌ی داخلی مقطع شیار کشیده شده است. این شکل هم‌چنین اغتشاش سیال درون شیار را مشخص می‌کند. میزان این اغتشاش با افزایش زاویه از ٤٥ درجه به ٦٠ درجه، بیش‌تر می‌شود که این پدیده به افزایش انتقال حرارت کمک می‌کند.



شکل ۲۰ خطوط جریان در بین صفحات با زاویه‌ی شورون ٦٠ درجه برای رینولدزهای ۵۰۰۰، ۱۵۰۰۰ از چپ به راست



شکل ۲۱ بردارهای سرعت در مقطع یک شیار مبدل صفحه‌ای با زاویه‌ی شورون ٦٠ درجه

همان‌طور که در نتایج شبیه‌سازی مشاهده شد، در زاویه‌ی شورون کم، سیال می‌تواند در طول شیار جاری شود و به کناره‌ی صفحات برسد و بازتاب داده شود. در این حالت، الگوی جریان یک الگوی جریان عرضی دوجانبه خواهد بود. هنگامی‌که زاویه‌ی شورون افزایش می‌یابد، مؤلفه‌ی مومنتوم در طول شیار صفحه، برای غلبه بر مقاومت سیال جریان یافته در طول شیار کاهش

می‌یابد و سیال ناچار به تغییر مسیر می‌گردد. بنابراین سیال با رسیدن به هر نقطه‌ی تماس دچار تغییر جهت می‌شود و الگوی جریان از جریان عرضی دوجانبه به جریان ترکیبی تغییر می‌یابد. با افزایش زاویه‌ی شورون از یک میزان مشخص، سیال دچار تغییر جهت شدید می‌شود و تضاد بین جهت حرکت سیال در شیارهای پایین و بالای صفحات، باعث تبدیل الگوی جریان از جریان ترکیبی به جریان زیگزاکی می‌گردد. در واقع، تغییر زاویه‌ی شورون که باعث تغییر در مؤلفه‌ی مومنتوم در طول شیار می‌شود مهم‌ترین پارامتری است که سبب تغییر الگوی جریان می‌گردد.

نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در این تحقیق، انتقال حرارت و افت فشار به‌همراه تحلیل الگوی جریان در یک مبدل حرارتی صفحه‌ای مورد مطالعه‌ی عددی واقع شده است. هدف از این تحقیق پیش‌بینی خواص حرارتی و هیدرولیکی جریان سیال آب درون مبدل‌های صفحه‌ای و نیز نشان دادن کاربرد دینامیک سیالات محاسباتی در رابطه با پیش‌بینی کارایی حرارتی–هیدرولیکی مبدل‌های صفحه‌ای بوده است. در این تحقیق صفحات شورون یک مبدل حرارتی صفحه‌ای سه‌بعدی به‌صورت عددی شبیه‌سازی و تأثیر پارامترهای مختلف از جمله زاویه‌ی شورون و عدد رینولدز بر میدان فشار و انتقال حرارت بررسی گردید. نتایج به‌دست آمده به شرح زیر است:

۱- ضریب اصطکاک مبدل با افزایش عدد رینولدز افزایش می‌یابد.

۲- کارایی حرارتی–هیدرولیکی جریان تک‌فاز در مبدل‌های صفحه‌ای، به‌شدت به ویژگی‌های ابعادی موج روی سطح صفحه بستگی دارد.

۳- ضریب اصطکاک مبدل با کاهش زاویه‌ی شورون، کاهش می‌یابد. این مطلب به دلیل اختلاط و آشفتگی کم‌تر جریان در صفحات شورون با زوایای کم است.

٤- با افزایش طول صفحات مبدل، افت فشار سیال بیش‌تر می‌گردد و از قدرت جریان کاسته می‌شود.

۵- با افزایش زاویه‌ی شورون β، عدد ناسلت و انتقال حرارت مبدل افزایش می‌یابد. این مسأله، به‌دلیل افزایش شدت جریان‌های گردابی در بین صفحات با زاویه‌ی شورون بزرگ‌تر اتفاق می‌افتد.

٦- با افزایش عدد رینولدز، عدد ناسلت افزایش می‌یابد. این مطلب بیانگر این است که با افزایش دبی ورودی به مبدل، انتقال حرارت جابه‌جایی تقویت می‌شود.

۷- نتایج انتقال حرارت و افت فشار به‌دست آمده از شبیه‌سازی عددی، با نتایج تجربی مطابقت بسیار خوبی دارد؛ بنابراین می‌توان گفت که دینامیک سیالات محاسباتی برای مطالعه‌ی تأثیر پارامترهای گوناگون طراحی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای، روشی ارزان، جالب و کارآمد است.

مراجع

۱. وانگه ال.، ساندن ب.، منگلیک آر. ام.، "مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای– طراحی، کاربردها و کارایی"، ترجمه‌ی حسن محمدی، انتشارات یزدا، صص ٦–۲۳، (۱۳۸۷).

2. Muley, A., Manglik, R.M., "Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger", *Journal of Heat Transfer*; Vol. 121, No. 8, pp. 110-117, (1999).

3. Tsai, Y.C., Liu, F.B. and Shen, P.T., "Investigation of the Pressure Drop and Flow Distribution in a Chevron-Type Plate Heat Exchanger", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 574-578, (2009).

4. Zhang, G.M. and Tian, M.C., "Simulation and Analysis of Flow Pattern in Cross-Corrugated Plate Heat Exchangers", *Journal of Hydrodynamics*, Vol. 18, No. 5, pp. 547-551, (2006).

5. Kanaris, A.G., Mouza, A.A. and Paras, S.V., "Flow and heat transfer prediction in a corrugated plate heat exchanger using a CFD code", *Chemical Engineering Technology*, Vol. 29, pp. 923–930, (2006).

6. Han, X.H., Cui, L.Q., Chen, S.J., Chen, G.M. and Wang, Q., "A numerical and experimental study of chevron corrugated-plate heat exchangers", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 1008-1014, (2010).

۷. پاکدامن، هادی و کلانتر، ولی، "بررسی عددی الگوی جریان در یک کانال مبدل حرارتی صفحه‌ای با صفحات شورون"، سومین همایش بین‌المللی مبدل‌های گرمایی در صنایع نفت و گاز، (۱۳۹۰).

8. Khan, T.S., Khan, M.S., Ming, C.C. and Ayub, Z.H., "Experimental Investigation of Single Phase Convective Heat Transfer Coefficient in a Corrugated Plate Heat Exchanger for Multiple Plate Configurations", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 1058-1065, (2010).